

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 04-341652

(43)Date of publication of application : 27.11.1992

(51)Int.CI. F16H 61/00
F16H 9/00
// F16H 59:68

(21)Application number : 03-014585

(71)Applicant : HONDA MOTOR CO LTD

(22)Date of filing : 05.02.1991

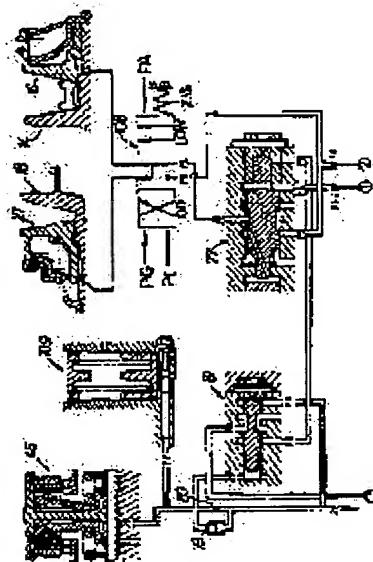
(72)Inventor : OYAMA KAZUO

(54) CONTROLLER OF BELT-TYPE CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION

(57)Abstract:

PURPOSE: To keep off any slip of an endless belt in raising the extent of PL pressure temporarily at the time of engagement of a forward clutch by keeping this PL pressure, setting a transfer torque of the endless belt of a belt-type continuously variable transmission, lower usually, and promoting a load reduction in an oil pump and a fuel consumption improvement.

CONSTITUTION: In order to reduce a shock at the time of engagement of a forward clutch 46, the extent of PL pressure to be fed to the forward clutch 46 by an orifice 80 and an accumulator 109 is checked to lowness as long as the specified time. Differential pressure in front and in the rear of this orifice 80 is detected by a PL upping valve 81, and on the basis of the differential pressure, balk pressure in a PL regulator valve 77 is varied to some extent, through which the PL pressure is raised up temporarily at the time of engagement of the forward clutch 46, thus any possible slip of an endless belt is prevented from occurring.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

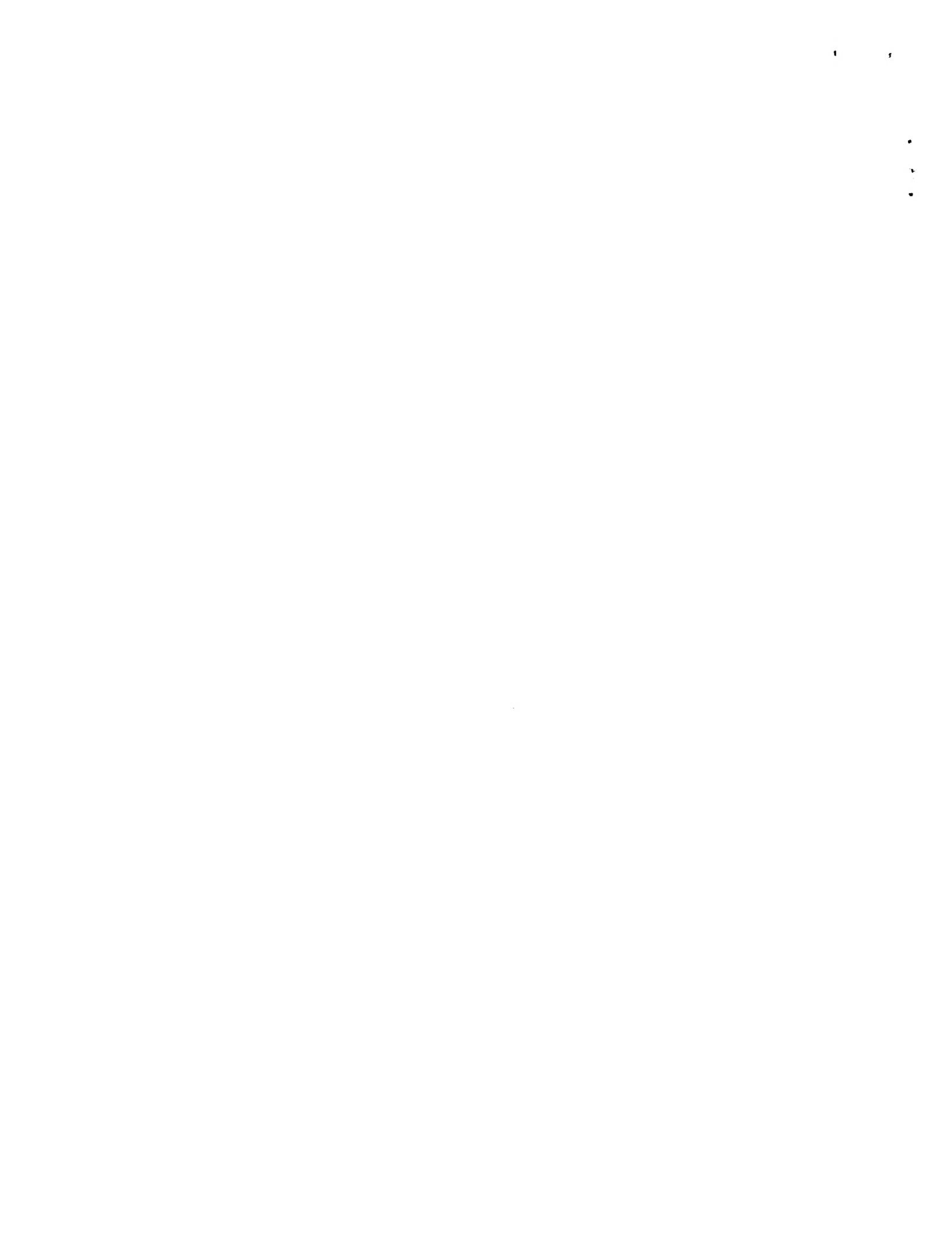
[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

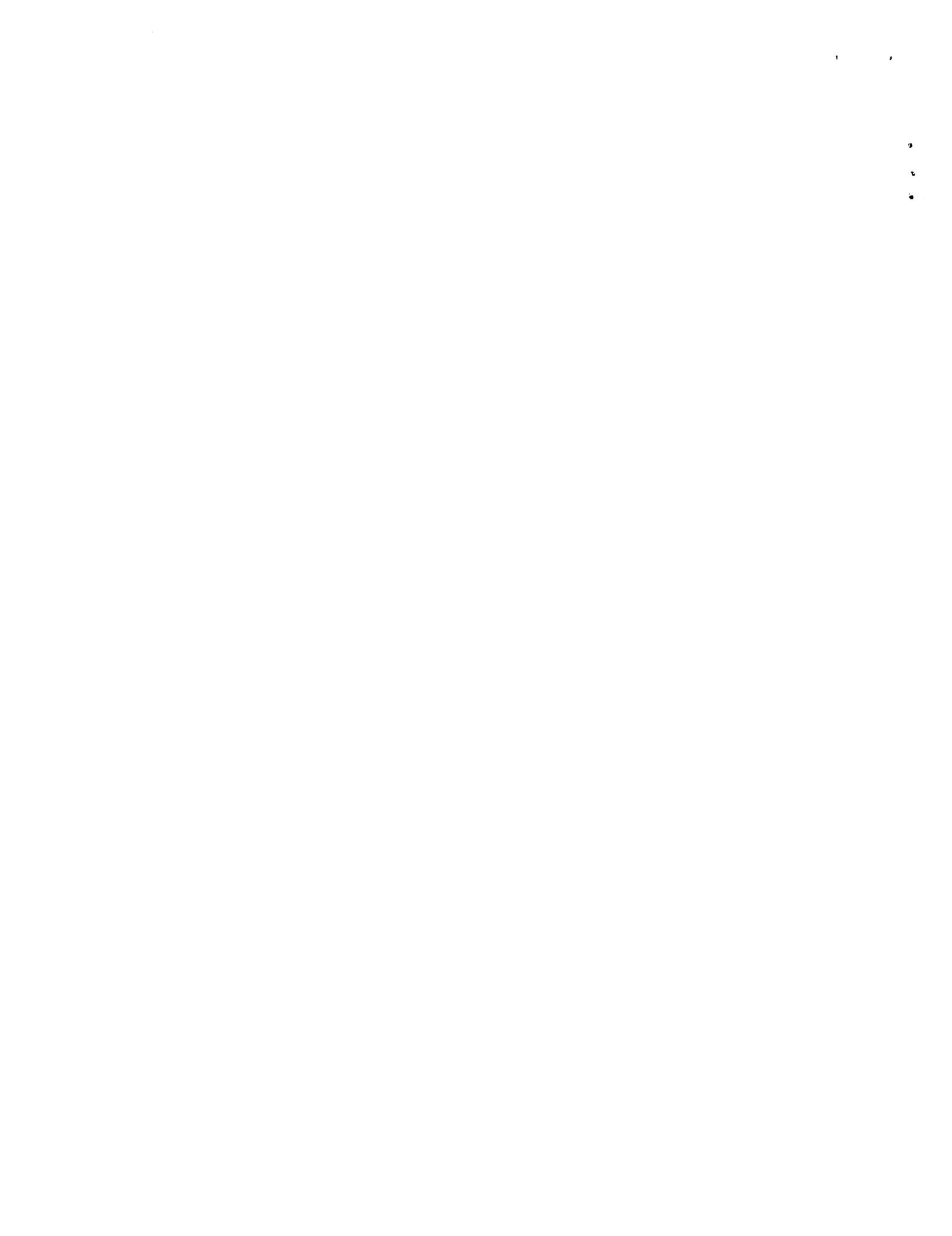
[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]



[Date of extinction of right]

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office



特開平4-341652

(43)公開日 平成4年(1992)11月27日

(51) Int.Cl.
F 16 H 61/00
9/00
I F 16 H 59:68

識別記号 庁内整理番号
8207-3 J
8207-3 J

F I

技術表示箇所

(21)出願番号 特願平3-14585
(22)出願日 平成3年(1991)2月5日

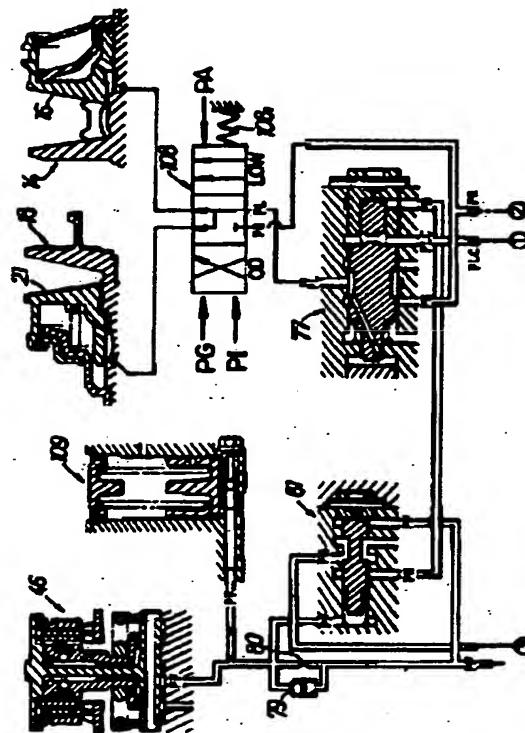
(71)出願人 000005326
本田技研工業株式会社
東京都港区南青山二丁目1番1号
(72)発明者 大山 和男
埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会
社本田技術研究所内
(74)代理人 弁理士 落合 健 (外1名)

(54)【発明の名称】 ベルト式無段変速機の制御装置

(57)【要約】

【目的】 ベルト式無段変速機の無端ベルトの伝達トルクを決定するPL圧を通常は低く保ってオイルポンプの負荷低減と燃費向上を図り、前進用クラッチの係合時に前記PL圧を一時的に高めて前記無端ベルトのスリップを防止する。

【構成】 前進用クラッチ46の係合時のショックを低減すべく、オリフィス80とアキュムレータ109によって該前進用クラッチ46に供給されるPF圧が一定時間だけ低く抑えられる。このオリフィス80の前後の差圧はPLアップバルブ81によって検出され、その差圧に基づいてPLレギュレータバルブ77の背圧を変化させることにより、前進用クラッチ46の係合時に前記PL圧を一時的に上昇させて無端ベルトのスリップを防止する。



1

2

【特許請求の範囲】

【請求項1】 エンジンにトルクコンバータ(6)あるいはフルードカップリングを介して接続されたインプットシャフト(10)と、このインプットシャフト(10)に設けたドライブブーリ(14)と、駆動輪にクラッチ(46)を介して接続されたアウトプットシャフト(13)と、このアウトプットシャフト(13)に設けたドリブンブーリ(18)と、前記両ブーリ(14, 18)間に巻き掛けた無端ベルト(25)と、この無端ベルト(25)の伝達トルクを決定すべく前記両ブーリ(14, 18)に作用するPL圧を出力する調圧バルブ(77)と、前記クラッチ(46)を係合させる際に該クラッチ(46)に供給される油圧の昇圧を一時的に遅らせるオリフィス(80)とを備えたベルト式無段変速機の制御装置であって、前記オリフィス(80)の前後の差圧を検出し、その差圧に基づいて前記調圧バルブ(77)が高出力するPL圧を一時的に上昇させる昇圧バルブ(81)を設けたことを特徴とする、ベルト式無段変速機の制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】 本発明は油圧制御のベルト式無段変速機に関し、特に、インプットシャフトがトルクコンバータやフルードカップリングを介してエンジンに接続され、かつアウトプットシャフトがクラッチを介して駆動輪に接続されたベルト式無段変速機の制御装置に関する。

【0002】

【従来の技術】 従来、エンジンとの間に発進用クラッチを介装したベルト式無段変速機において、その発進用クラッチの係合時に無端ベルトのスリップを防止すべく該無端ベルトの伝達可能トルクを決定するライン圧を制御するものが知られている（特開昭61-132426号公報参照）。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】 前記発進用クラッチに変えてトルクコンバータやフルードカップリングをエンジンとの間に介装したベルト式無段変速機においては、その前進用クラッチに接続する油路にオリフィスとアキュムレーターを設けることにより、〔N〕レンジから〔D〕レンジへのシフト時に前進用クラッチを緩やかに係合させてショックの発生を防止している。

【0004】 図12はかかるベルト式無段変速機の前進用クラッチを係合させるためのPF圧の変化特性を示すもので、〔N〕レンジから〔D〕レンジへのインギヤ($t=0$)の後に、前記オリフィスとアキュムレーターにより最終的な圧力P₂よりも低圧のP₁（棚圧）を一定時間だけ作用させており、これにより前進用クラッチを段階的に係合させてショックの発生を防止している。

【0005】 ところで前進用クラッチに供給される棚圧

10

P₁が低すぎると、その棚圧P₁から最終的な圧力P₂に昇圧した際にショックが発生し易く、特に暖機運転中のようにエンジンの回転数が比較的高い場合を考慮すると棚圧P₁はある程度高く設定する必要がある。しかしながら、上述のようにして設定した棚圧P₁を前進用クラッチに供給した場合に発生する伝達トルクは、通常のスロットル開度ゼロに対応する伝達トルク、例えばエンジンブレーキ時における伝達トルクよりも大きくなる。したがって、この伝達トルクに対抗して無端ベルトのスリップを防止するには、ベルト式無段変速機の伝達トルクを決定する低圧側のライン圧（以下PL圧という）を高める必要が生じ、これに伴ってベルト式無段変速機のレシオを決定する高圧のライン圧（以下PH圧という）も高める必要があるため、オイルポンプの負荷の増加や燃費の低下等の不都合が発生する。

【0006】 本発明は前述の事情に鑑みてなされたもので、前記PL圧を前進用クラッチの係合時にのみ増加させることによりオイルポンプの負荷の増加や燃費の低下を防止することを目的とする。

20

【0007】

【実施例】 以下、図面に基づいて本発明の実施例を説明する。

【0008】 図1は車両用の動力伝達装置を示す図2～図5の配置図、図2は図1のA部拡大図、図3は図1のB部拡大図、図4は図1のC部拡大図、図5は図1のD部拡大図、図6は図1の6方向矢視図である。

【0009】 本発明によるベルト式無段変速機を備えた動力伝達装置は車体前部に横置き配置したエンジンに接続されるもので、図2～図6に示すように、左半部1₁

との右半部1₂を結合して成るトランスミッションケース1の内部に収納される。前記トランスミッションケース1の右半部1₂の内面には、油圧制御系の各種バルブを設けたメインバルブボディ2とセカンダリバルブボディ3が重ね合わされた状態で固定され、そのセカンダリバルブボディ3に設けたポールベアリング4により、エンジンのクランクシャフト5にトルクコンバータ6を介して接続されたミッション入力軸7の先端が支持される。前記ミッション入力軸7の上部には、トランスミッションケース1の左半部1₁に設けたポールベアリング8とセカンダリバルブボディ3に設けたローラベアリング9によりインプットシャフト10が支持される。また、前記インプットシャフト10の下部には、トランスミッションケース1の左半部1₁に設けたポールベアリング11と右半部1₂に設けたポールベアリング12によりアウトプットシャフト13の両端部が支持される。

【0010】 インプットシャフト10にはドライブブーリ14の固定側ブーリ半体15が一体に形成されるとともに、その固定側ブーリ半体15の右側には可動側ブーリ半体16がポールスライド17を介して軸方向移動自在、且つ相対回転不能に支持される。一方、前記アウ

トプットシャフト13には、ドリブンブーリ18の固定側ブーリ半体19₁が一对のニードルベアリング20を介して支持され、アウトプットシャフト13の外周に嵌合する前記軸部19₁の外周には、可動側ブーリ半体21がポールスブライイン22を介して軸方向移動自在、且つ相対回転不能に支持される。すなわち、ドライブブーリ14の固定側ブーリ半体15はドリブンブーリ18の可動側ブーリ半体21に対向するとともに、ドライブブーリ14の可動側ブーリ半体16はドリブンブーリ18の固定側ブーリ半体19₁に対向し、これにより両固定側ブーリ半体15、19₁、および両可動側ブーリ半体16、21は相互に交差するように配置される。そして、前記両ブーリ18、24の間には帯状のストラップ23に多数の押し駒24を装着した無端ベルト25が巻き掛けられる。

【0011】インプットシャフト10に支持した隔壁部材26と可動側ブーリ半体16の外周に形成したフランジ16₁とにより、可動側ブーリ半体16を固定側ブーリ半体15に向けて接近するように移動させるための油室27が形成される。油室27への給油は、インプットシャフト10の右端から挿入されたフィードパイプ28、インプットシャフト10の内部に形成した油路10₁、および可動側ブーリ半体16を貫通する油路16₂を介して行われる。前記フランジ16₁の先端に外周を支持されたキャンセラピストン29と前記隔壁部材26との間には、油室27に作用する遠心油圧を補償するためのキャンセラ30が画成される。そして、このキャンセラ30と前記油室27は隔壁部材26に設けた油路(図示せず)を介して相互に連通する。

【0012】アウトプットシャフト13の左端に支持した隔壁部材31と可動側ブーリ半体21の外周に形成したフランジ21₁とにより、可動側ブーリ半体21を固定側ブーリ半体19に向けて移動させるための油室32が形成され、その油室32の内部にはドリブンブーリ18と無端ベルト25間に所定の初期荷重を与えるためのスプリング33が締設される。前記油室32への給油は、アウトプットシャフト13の右端から挿入されたフィードパイプ34、アウトプットシャフト13に形成した油路13₁、固定側ブーリ半体19₁の軸部19₁に形成した油路19₂、可動側ブーリ半体21に形成した油路21₂を介して行われる。前記フランジ21₁の先端に外周を支持されたキャンセラピストン35と隔壁部材31との間には、油室32に作用する遠心油圧を補償するためのキャンセラ36が画成され、このキャンセラ36と前記油室32は隔壁部材31に設けた図示せぬ油路を介して相互に連通する。

【0013】ミッション入力軸7に一体に形成した駆動ギヤ37はインプットシャフト10の右端に設けた従動ギヤ38に噛合し、インプットシャフト10はミッション入力軸7と逆方向に駆動される。一方、メインバルブ

ボディ2とセカンダリバルブボディ3に支持された中間軸39には、一对のニードルベアリング40を介して一体に結合された第1中間ギア41と第2中間ギア42が軸支されており、第1中間ギア41は前記駆動ギヤ37に噛合するとともに、第2中間ギア42はアウトプットシャフト13にニードルベアリング43を介して支持したリバースギヤ44に噛合する。そして、これら駆動ギヤ37、第1中間ギア41、および第2中間ギア42により構成される後退用ギヤ列45により、リバースギヤ44はミッション入力軸7と同方向に駆動される。

【0014】アウトプットシャフト13上のドリブンブーリ18とリバースギヤ44の間に位置するように、車両を前進駆動する際にドリブンブーリ18をアウトプットシャフト13に結合するための前進用クラッチ46と、車両を後退駆動する際にリバースギヤ44をアウトプットシャフト13に結合するための後退用クラッチ47とが背中合わせに設けられる。すなわち、前進用クラッチ46は、アウトプットシャフト13にスプライン結合したクラッチガイド48の左半部に配設され、そのクラッチガイド48の内部に摺動自在に設けたクラッチピストン49を油室50に作用する油圧で戻しバネ51に抗して左方向に移動させることにより、ドリブンブーリ18の固定側ブーリ半体19₁に連結した摩擦板52を挾圧するように構成される。一方、後退用クラッチ47は、クラッチガイド48の右半部に前記前進用クラッチ46と左右対称に配設され、そのクラッチガイド48の内部に摺動自在に設けたクラッチピストン53を油室54に作用する油圧で戻しバネ55に抗して右方向に移動させることにより、リバースギヤ44に連結した摩擦板56を挾圧するように構成される。また、クラッチガイド48の外周にはパーキングギヤ48₁が一体に形成される。これにより、アウトプットシャフト13上に特別のパーキングギヤを設ける必要がなくなり、トランスミッションケース1の軸方向の寸法短縮と部品点数の減少が併せて可能となる。

【0015】アウトプットシャフト13の内部に配設された前記フィードパイプ34の外周には中間のフィードパイプ57と外側のフィードパイプ58が同軸に挿入される。中間のフィードパイプ57から供給される圧油は、アウトプットシャフト13に形成した油路13₂およびクラッチガイド48に形成した油路48₁を介して油室50に作用し、前進用クラッチ46を係合させる。また、外側のフィードパイプ58から供給された圧油は、アウトプットシャフト13に形成した油路13₃およびクラッチガイド48に形成した油路48₂を介して油室54に作用し、後退用クラッチ47を係合させる。更に、外側のフィードパイプ58の外周から供給された圧油は、アウトプットシャフト13に形成した油路13₄を介してリバースギヤ44を支持するニードルベアリング43を潤滑するとともに、アウトプットシャフト1

3の油路13、クラッチガイド48の油路48、およびアウトプットシャフト13の油路13を介してドリップブーリ18の固定側ブーリ半体19を支持するニードルベアリング20を潤滑する。

【0016】アウトプットシャフト13の右端に一体に形成した出力ギヤ59は、トランスミッションケース1に一对のポールベアリング60、61を介して支持した差動装置62の歯車箱63外周に設けたファイナルギヤ64に噛合し、これにより左右の後輪に駆動力が伝達される。

【0017】なお、図4における符号65は、無端ベルト25に潤滑油を供給するためのフィードパイプである。

【0018】次に、本実施例の制御装置の油圧回路を説明する。図7および図8に示す油圧回路は、無端ベルト25の張力を保持してスリップを防止するための低圧側のライン圧（以下PL圧という）と、ベルト式無段変速機のレシオを維持および変更するための高圧側のライン圧（以下PH圧という）の制御を司るもので、この油圧回路に設けられた各バルブは前記メインバルブボディ2とセカンダリバルブボディ3の内部に配設される。

【0019】符号72はオイルポンプ71の吐出油圧を調圧して前記PH圧を作るためのPHレギュレータバルブであって、その右側に設けたスプリングの設定、スロットル開度に応じて変化するPB圧、および後述の第1および第2PLコントロールバルブ74、75により作られるPLC₁圧で決定される特性は、図9に示すものとなる。

【0020】符号74および75は第1PLコントロールバルブおよび第2PLコントロールバルブであって、前記PHレギュレータバルブ72で作ったPH圧をモジュレータバルブ76で所定値減圧したPM圧を元圧とし、その右側に設けたスプリングの設定、レシオの応じて変化する後述のPI圧、および前記PB圧に応じて各々PIC₁圧およびPIC₂圧を作るものである。ここで、PIC₁圧はスロットル開度が大きい時、すなわちPB圧が高圧時の信号圧を決定し、PIC₂はスロットル開度が小さい時、すなわちPB圧が低圧時の信号圧を決定する。

【0021】符号77は、前記PIC₁圧あるいはPI_{C₂}圧のいずれかであるPLC₁圧に基づいてPH圧を調圧することによりPL圧を作るPLレギュレータバルブであって、図10に示すように、このPL圧はスロットル開度が大きい程、またレシオがOD側からLOW側に変化する程増加する特性を持つ。また、このPLレギュレータバルブ77は、その出力するPL圧を後述のPLアップバルブ81により増加させるように機能する。

【0022】シフトレバーを[N]レンジから[D]レンジに操作した際に前進用クラッチ46を係合させる油圧PFを供給する油路にはオリフィス80が設けられ、

そのオリフィス80と前進用クラッチ46との間の油路にはアキュムレータ109が設けられる。また、前記オリフィス80には前進用クラッチ46へ向けての圧油の流れを規制するチェックバルブ79が並列に接続される。

【0023】符号81はPLアップバルブであって、そのスプールの両端に前記オリフィス80の前後の差圧が作用するように構成され、その差圧に基づいてPM圧を前記PLレギュレータバルブ77に伝達することにより、そのPLレギュレータバルブ77が出力するPL圧を増加させる働きを持つ。

【0024】符号108はシフトバルブであって、PG圧、PI圧、PA圧、およびシフトバルブスプリング108₁の荷重により、PH圧とPL圧をドライブブーリ14の可動側ブーリ半体16およびドリップブーリ18の可動側ブーリ半体21に選択的に作用させてレシオを変更すべく作用する。ここで、PG圧は元圧であるPH圧をガバナで調圧して作られるもので、エンジンの回転数に応じて増加する特性を有する。また、PI圧は元圧であるPM圧をドライブブーリ14の可動側ブーリ半体16のストローク、すなわちレシオの変化に応じて調圧したもので、レシオがLOW側で高圧、OD側で低圧となる特性を有する。更に、PA圧は元圧であるPM圧をスロットル開度に応じて調圧したもので、前記PG圧が実際のエンジンの回転数に対応しているのに対し、このPA圧は運転者の意思をアクセルペダルを介して具体化したスロットル開度すなわち目標エンジン回転数に対応している。

【0025】而して、シフトバルブ108を左位置に付勢するPA圧とスプリング108₁の荷重の和が、該シフトバルブ108を右位置に付勢するPG圧とPI圧の和に釣り合っているとき、シフトバルブ108は中立位置にあってPL圧がドライブブーリ14およびドリップブーリ18の両方に作用し、レシオは固定される。また、シフトバルブ108が左位置に移動すると、ドライブブーリ14に低圧のPL圧が作用するとともにドリップブーリ18に高圧のPH圧が作用し、レシオはLOW側に移動する。一方、シフトバルブ108が右位置に移動すると、ドライブブーリ14に高圧のPH圧が作用するとともにドリップブーリ18に低圧のPL圧が作用し、レシオはOD側に移動する。

【0026】次に、前述の構成を備えた本発明の実施例の作用について説明する。エンジンのクランクシャフト5にトルクコンバータ6を介して接続されたミッション入力軸7の回転は、駆動ギヤ37および従動ギヤ38を介してインプットシャフト10に伝達され、インプットシャフト10の回転はドライブブーリ14および無端ベルト25を介してアウトプットシャフト13上に支持したドリップブーリ18に伝達される。一方、前記ミッション入力軸7の回転は後退用ギヤ列45の第1中間ギヤ

7

8

41と第2中間ギヤ42を介してアウトプットシャフト13上に支持したりバースギヤ44に伝達される。このとき、アウトプットシャフト13上のドリブンブーリ18とりバースギヤ44は相互に逆方向に回転するが、前進用クラッチ46および後退用クラッチ47が係合しない限り、その回転はいずれもアウトプットシャフト13に伝達されない。

【0027】この状態から、アウトプットシャフト13の内部に配設したフィードパイプ57、油路13z、および油路48zを介して前進用クラッチ46の油室50に圧油を供給すると、クラッチピストン49が左方向に移動して摩擦板52を挿圧し、ドリブンブーリ18はクラッチガイド48を介してアウトプットシャフト13に結合される。而してアウトプットシャフト13が駆動されると、その回転は出力ギヤ59およびファイナルギヤ64を介して差動装置62に伝達されて車両を前進駆動する。一方、アウトプットシャフト13の内部に配設したフィードパイプ58、油路13z、および油路48zを介して後退用クラッチ47の油室54に圧油を供給すると、クラッチピストン53が右方向に移動して摩擦板56を挿圧し、リバースギヤ44はクラッチガイド48を介してアウトプットシャフト13に結合される。この場合、リバースギヤ44はドリブンブーリ18とは逆方向に回転しているため、アウトプットシャフト13は前述とは逆方向に回転して車両は後退駆動される。

【0028】アイドリング時におけるシフトバルブ108の左側にはアイドリング回転数に応じた低圧のPG圧およびPI圧が作用し、シフトバルブ108の右側にはアイドリング時の低スロットル開度に対応する低圧のPA圧が作用する。このとき、シフトバルブ108はシフトバルブスプリング108zの設定により左位置に移動しており、ドライブブーリ14に低圧のPL圧が作用するとともにドリブンブーリ18に高圧のPH圧が作用し、そのベルト式無段変速機のレシオはLOWの状態にある。ここからアクセルペダルを踏み込むと、エンジンの回転数が上昇してPG圧が高まり、PA圧に抗してシフトバルブ108を右位置に切り換える。その結果、ドライブブーリ14に高圧のPH圧が作用するとともにドリブンブーリ18に低圧のPL圧が作用し、レシオはLOW位置からOD位置に向けて変速を開始する。

【0029】シフトバルブ108に作用するPI圧はレシオがLOW側で高圧であり、OD側で低圧になるよう変化する。そして、このPI圧はPA圧と対抗する圧力であるため、そのPA圧はLOW側からOD側に変化するにつれて高圧になる。したがって、図11に示す変速特性は、LOW側からOD側に変化するにつれて右上がりの特性を持つことになる。

【0030】アクセルペダルを踏み込むことにより第1PLコントロールバルブ74と第2PLコントロールバルブ75に供給されるPB圧を増加させると、両コント

ロールバルブ74、75からPLレギュレータバルブ77に供給されるPLC圧が増加する。その結果、スロットル開度の増加に応じて伝達トルクを決定するPL圧が高められ、無端ベルト25のスリップが防止される。

【0031】ところで、図12に示すように、[N]レンジから[D]レンジへのシフトによりt=0においてインギヤする際に、前進用クラッチ46に接続する油路に設けたオリフィス80によりPF圧が本来の圧力P₁から棚圧P₁に減圧され、この棚圧P₁はアクチュエータ109の蓄圧が完了するまでの所定時間だけ前進用クラッチ46に作用する。その後アクチュエータ109が蓄圧されて圧油がオリフィス80を通過しなくなると、最終的に前記棚圧P₁は圧力P₂に上昇する。そして、前記棚圧P₁が前進用クラッチ46に作用すると同時に、図13に示すように伝達トルクが一時的に急増し、無端ベルト25がスリップを起こし易い状態となる。

【0032】しかしながら、前進用クラッチ46に棚圧P₁が作用している間すなわちオリフィス80の前後に差圧が発生している間、その差圧によりPLアップバルブ81のスプールが駆動されてPM圧がPLレギュレータバルブに作用する。その結果、図14に示すようにPL圧が一時的に上昇し、前記伝達トルクの急増による無端ベルト25のスリップが防止される。なお、図10に示すように、縦線で示すインギヤ時のPL圧は実線で示す通常のPL圧を全てのレシオにおいて略均一に上回るよう昇圧される。

【0033】また、前進用クラッチ46の係合を解除する場合には、前記チェックバルブ79が開弁してオリフィス80の影響を除去するため、その前進用クラッチ46を速やかに非係合状態とすることができる。

【0034】以上、本発明の実施例を詳述したが、本発明は、前記実施例に限定されるものではなく、特許請求の範囲に記載された本発明を逸脱することなく種々の小設計変更を行うことが可能である。

【0035】例えば、実施例ではエンジンとトルクコンバータの間にトルクコンバータを備えているが、このトルクコンバータに代えてフルードカップリングを用いることも可能である。

【0036】

【発明の効果】以上のように本発明によれば、前進用クラッチに圧油を供給する油路にオリフィスを設けたものにおいて、前記オリフィスの前後の差圧を検出して無端ベルトの伝達トルクを決定するPL圧を一時的に上昇させており、前進用クラッチの係合時に伝達トルクが急増しても、前記PL圧の増加により無端ベルトのスリップを防止することができる。しかも、このPL圧は前進用クラッチの係合時に応じて増加するため、通常はPL圧を低圧に保持することが可能であり、その結果オイルポンプの負荷増大や燃費の低下を招くことがない。

【図面の簡単な説明】

9

【図 1】車両用の動力伝達装置を示す図2～図5の配置

図

【図 2】図1のA部拡大図

【図 3】図1のB部拡大図

【図 4】図1のC部拡大図

【図 5】図1のD部拡大図

【図 6】図1の6方向矢視図

【図 7】油圧回路の第1部分図

【図 8】油圧回路の第2部分図

【図 9】レシオおよびスロットル開度に対するPH圧の特性を示すグラフ

10

【図 12】シフトに伴うPF圧の変化を示すグラフ

【図 13】シフトに伴うトルクの変化を示すグラフ

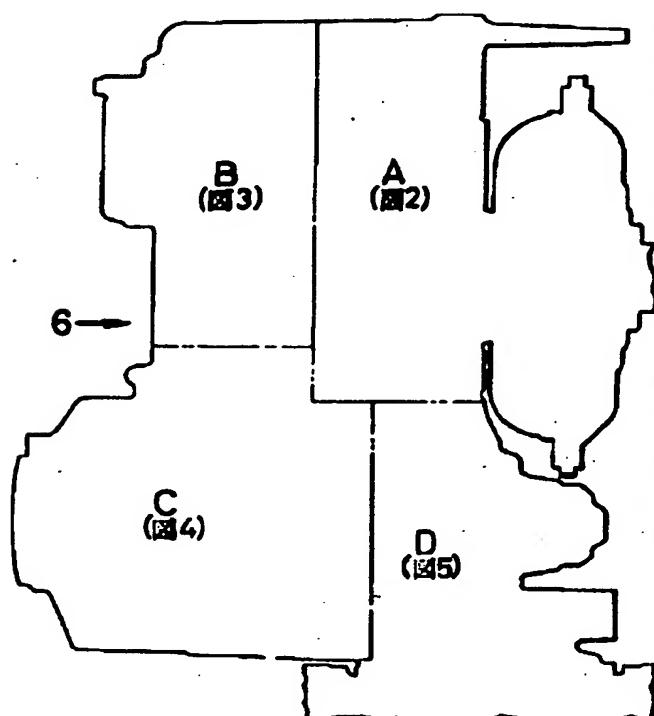
【図 14】シフトに伴うPL圧の変化を示すグラフ

【符号の説明】

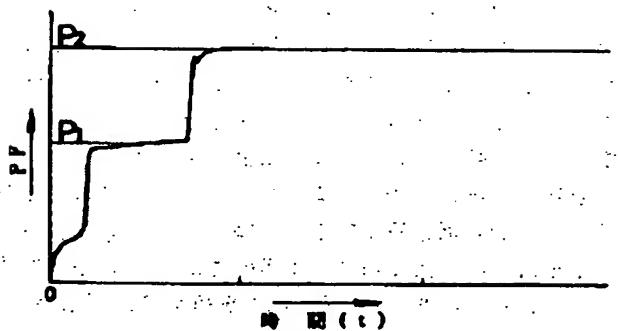
- 6 ··· トルクコンバータ
- 10 ··· インプットシャフト
- 13 ··· アウトプットシャフト
- 14 ··· ドライブブーリ
- 18 ··· ドリブンブーリ
- 25 ··· 無端ベルト
- 77 ··· PLレギュレータバルブ（調圧バルブ）
- 80 ··· オリフィス
- 81 ··· PLアップバルブ（昇圧バルブ）

【図 11】ベルト式無段変速機の変速特性を示すグラフ

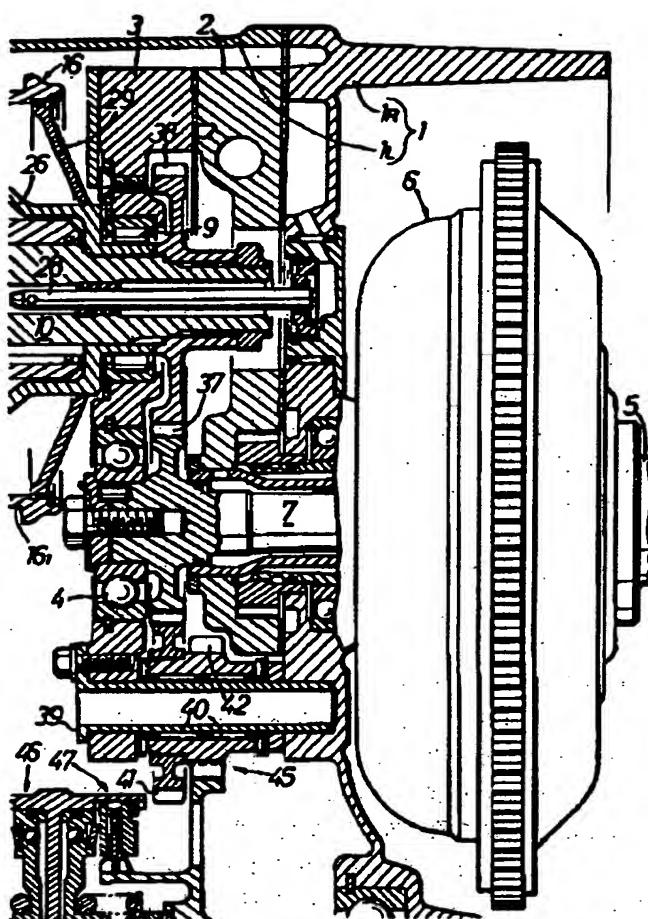
【図 1】



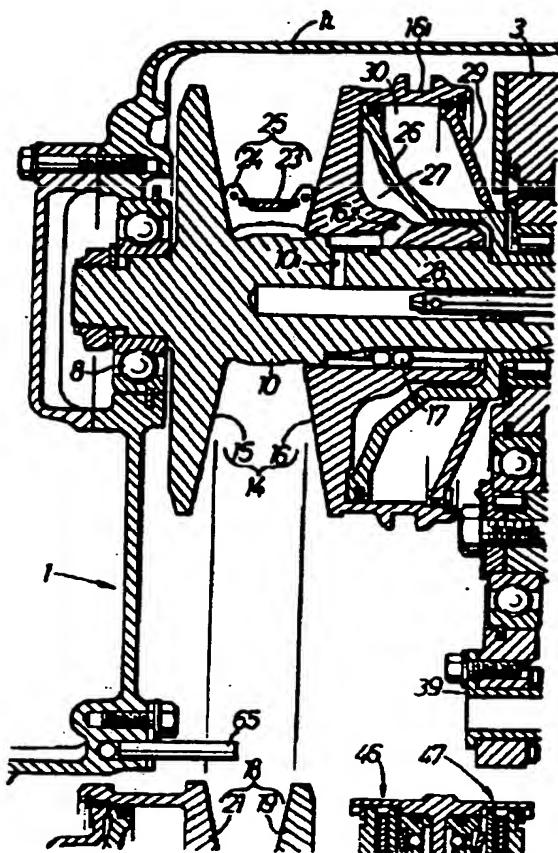
【図 12】



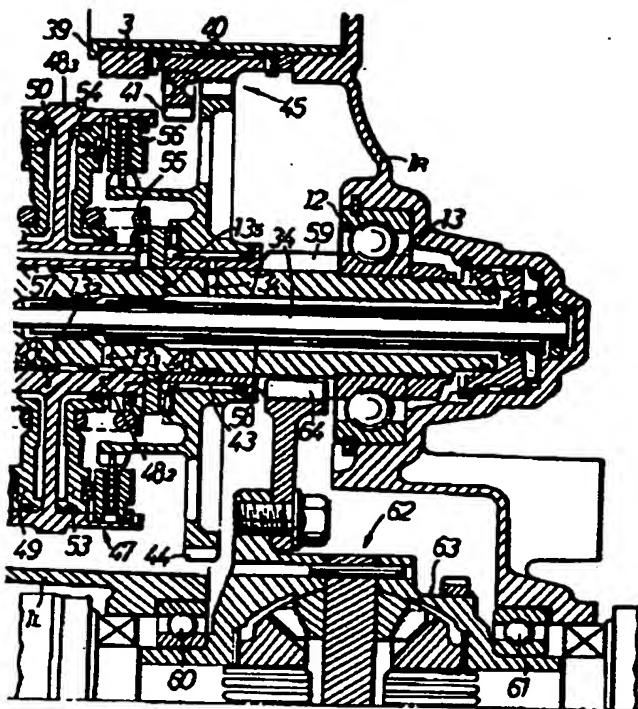
【図 2】



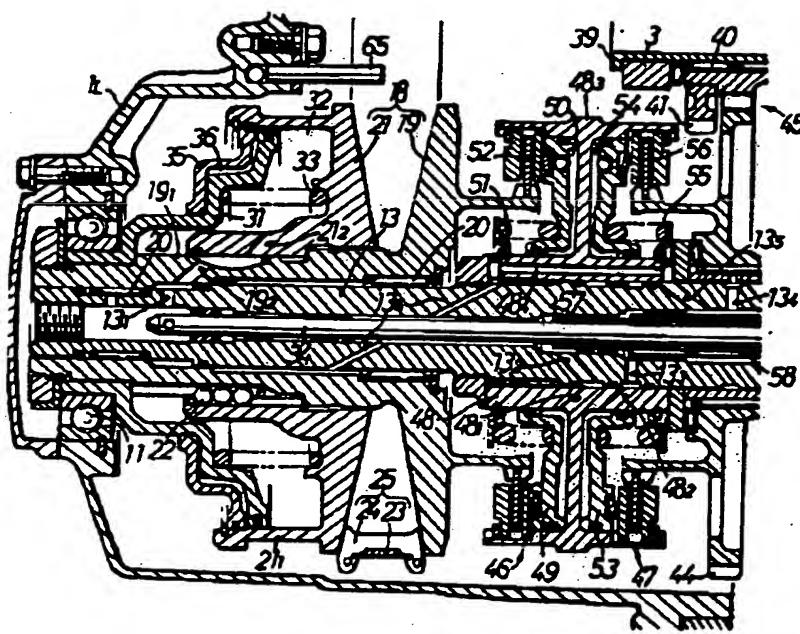
【图3】



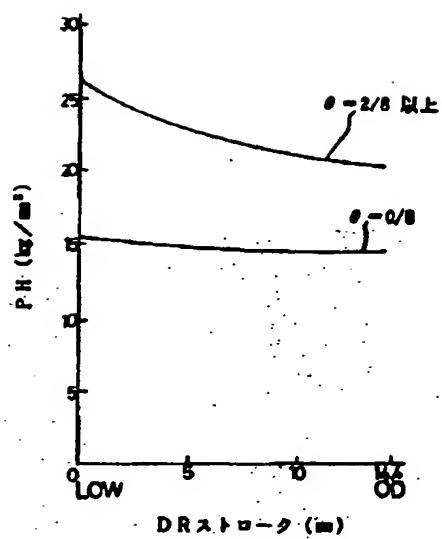
〔図5〕



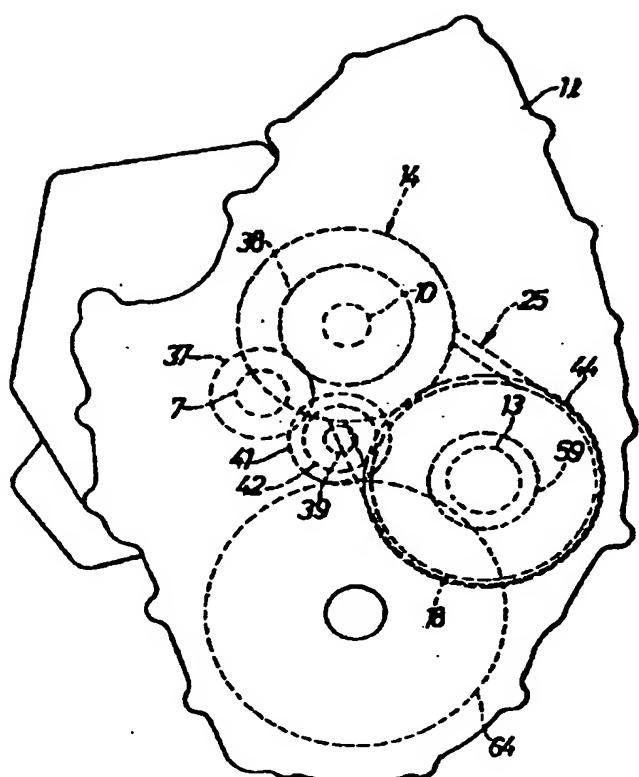
〔图4〕



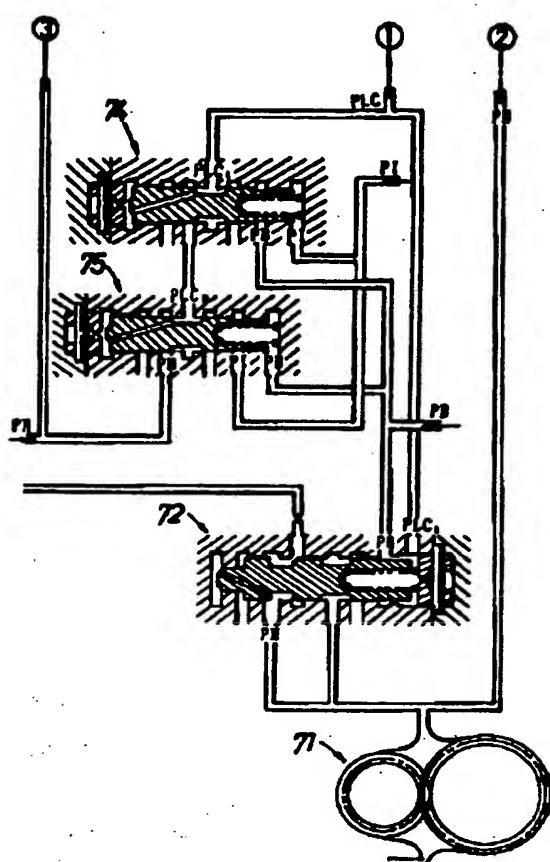
(图9)



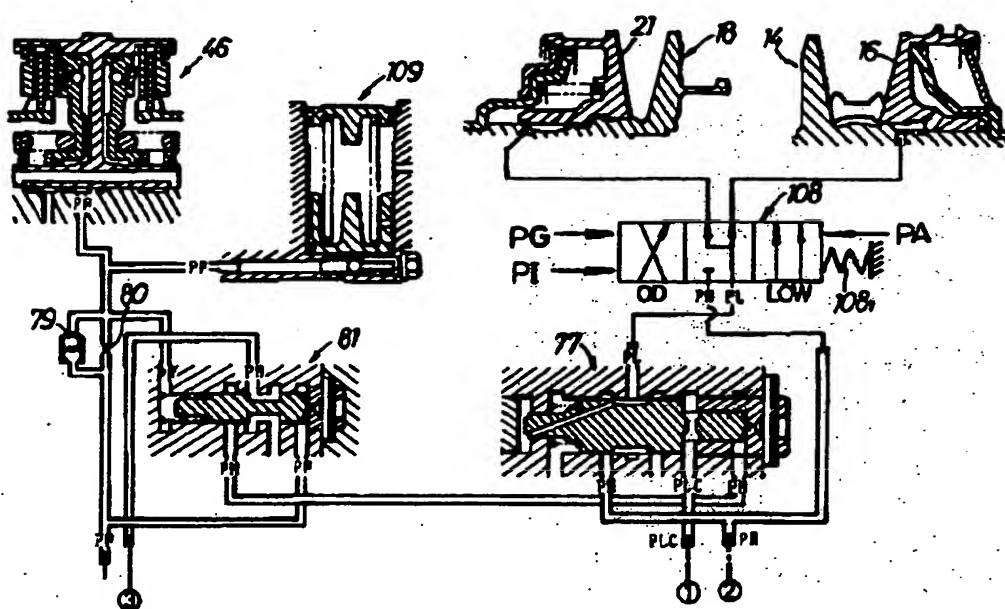
(图 6)



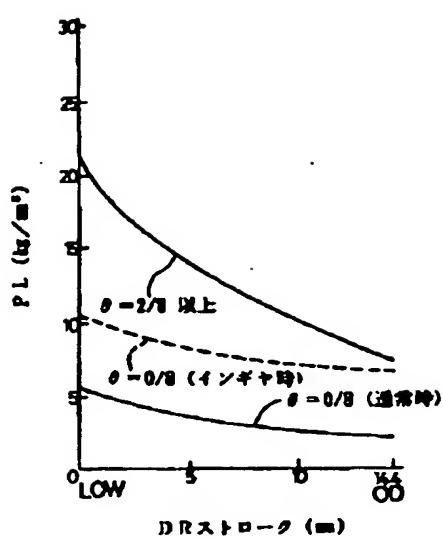
【圖 7】



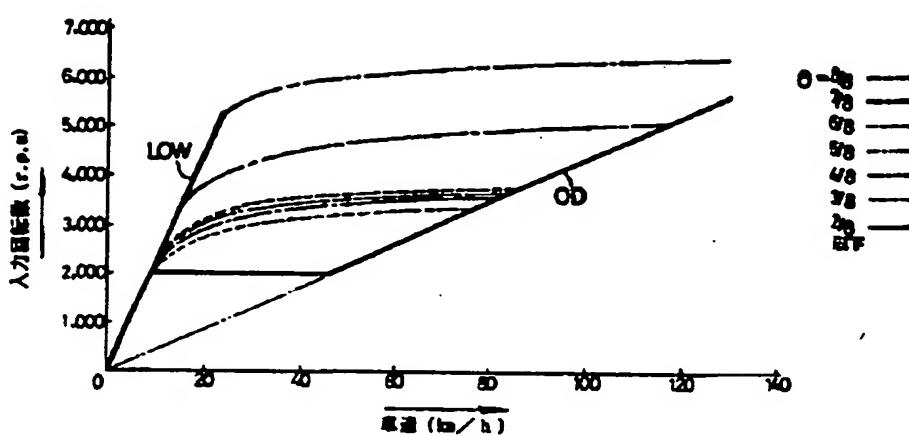
(图8)



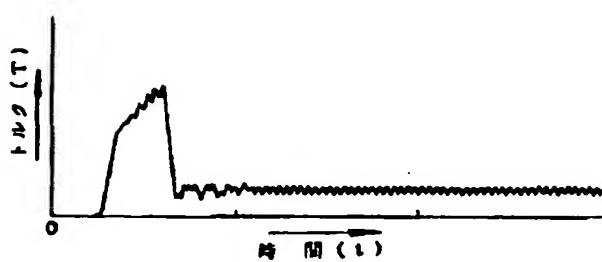
〔图10〕



〔图11〕



[图 13]



(图 1-4)

